



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ **Patentschrift**
⑯ **DE 196 06 054 C 2**

⑯ Int. Cl. 6: 1
F 02 D 13/02
F 01 L 1/12

⑯ Aktenzeichen: 196 06 054.0-13
⑯ Anmeldetag: 19. 2. 96
⑯ Offenlegungstag: 21. 8. 97
⑯ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 30. 7. 98

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑯ Patentinhaber:

Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG, 70435 Stuttgart, DE

⑯ Erfinder:

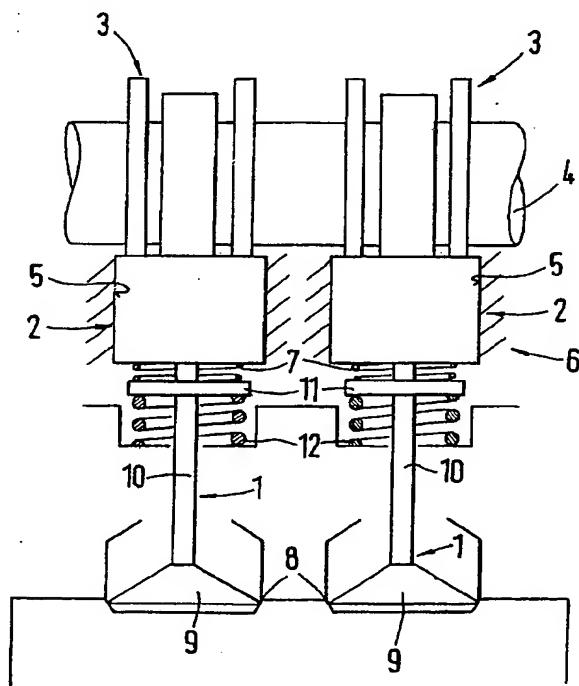
Brüstle, Claus, 70839 Gerlingen, DE; Müller, Stephan, Dipl.-Ing., 71229 Leonberg, DE; Moras, Matthias, 71263 Weil der Stadt, DE

⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DE	43 33 927 A1
US	50 81 971
US	50 31 583

⑯ Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine

⑯ Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine mit mindestens einem Gaswechselventil (1) je Zylinder, mit einer die Gaswechselventile betätigenden Einlaßnockenwelle (4), die zur Verschiebung der Ventilöffnungsphase gegenüber der sie antreibenden Welle relativ verdrehbar ist, wodurch in den Endstellungen des Verdrehvorganges eine frühe und eine späte Ventilöffnungsphase eingestellt wird, mit Hubübertragungselementen (2) zwischen den Nocken (3) der Einlaßnockenwelle und den Gaswechselventilen, mit Mitteln (13, 14, 27) zur Veränderung des Ventilhubes des Gaswechselventils, wobei mindestens ein Gaswechselventil je Zylinder mit einem Nocken (3) mit mindestens zwei Hubkurven (15, 16, 17) zusammenwirkt, das Hubübertragungselement dieses Gaswechselventils zwei Hubelemente (13, 14) aufweist, die jeweils mit unterschiedlichen Hubkurven des Nockens zusammenwirken, und die Hubelemente durch ein verschiebbares Koppellement (27) lösbar miteinander verbindbar sind, dadurch gekennzeichnet, daß in Abhängigkeit von Last pm und Drehzahl d der Brennkraftmaschine im mittleren Drehzahlbereich eine frühe Ventilöffnungsphase eingestellt wird, daß in diesem Drehzahlbereich bei geringer bis mittlerer Last die Einlaßventile mit den Hubkurven für kleine Ventilhöhe zusammenwirken, und daß in diesem Drehzahlbereich bei Überschreiten einer vorgegebenen Last eine Umschaltung zu den Hubkurven für große Ventilhöhe erfolgt.



DE 196 06 054 C 2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine nach der Gattung der Patentansprüche 1 und 2.

Ein derartiger Ventiltrieb ist beispielsweise aus der US-A-5,031,583 bekannt. Die Einlaßnockenwelle zur Betätigung der Gaswechselventile ist bei diesem Ventiltrieb gegenüber der sie antreibenden Welle relativ verdrehbar, wodurch in den Endstellungen des Verdrehvorganges eine frühe und eine späte Ventilöffnungsphase eingestellt wird. Zusätzlich ist der Ventilhub zumindest eines Gaswechselventils variabel. Dazu wird dieses Gaswechselventil über einen dreiteiligen Schlepphebel beaufschlagt, der von einem Nocken mit zwei unterschiedlichen Hubkurven betätigt wird. Die drei Einzelemente des Schlepphebels sind über ein Koppellement miteinander koppelbar bzw. entkoppelbar, wodurch in den jeweiligen Schaltstellungen unterschiedliche Ventilhübe ausgeführt werden. Mit einem derartigen Ventiltrieb sind die Ventilphase und der Ventilhub einstellbar. Konkrete Zuordnungen der unterschiedlichen Ventilöffnungsphasen und/oder der unterschiedlichen Ventilhübe zur Last und/oder Drehzahl der Brennkraftmaschine sind dieser Druckschrift jedoch nicht zu entnehmen.

Aus der US-A-5,081,971 ist weiterhin ein Ventiltrieb bekannt, mit dem in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine unterschiedliche Ventilhübe einstellbar sind. Dazu ist dieser Ventiltrieb ebenfalls mit jeweils einem mehrteiligen Schlepphebel für die Betätigung eines Gaswechselventils versehen, der mit einem Nocken mit unterschiedlichen Hubhöhen zusammenwirkt. Hinweise auf die Ansteuerung bzw. ein konkretes Schaltschema in Abhängigkeit von Drehzahl und Last sind dieser Druckschrift ebenfalls nicht zu entnehmen.

In der US 4,873,949 ist weiterhin ein Ventiltrieb beschrieben, bei dem die Nockenwelle zur Verschiebung der Ventilöffnungsphase mit einem Verstellmechanismus versehen ist, durch den sie gegenüber der antreibenden Welle relativ verdrehbar ist. Durch hydraulische Beaufschlagung dieses starrsitzig an der Nockenwelle angeordneten Verstellmechanismus ist ein Verschieben der Ventilöffnungsphase in Richtung frühes Ventilöffnen bzw. spätes Ventilöffnen bezogen auf eine Neutralstellung möglich. Zusätzlich zur Möglichkeit der Phasenverstellung ist der Ventilhub des Gaswechselventils variabel. Dazu ist zwischen dem betätigenden Nocken der Nockenwelle und dem Ventilteller des Gaswechselventils eine Druckkammer angeordnet, die mit Hydraulikmedium beaufschlagbar bzw. gefüllt ist, welches die durch den Nocken erzeugte Hubbewegung auf das Gaswechselventil überträgt. An diese Druckkammer ist ein Steuerventil angeschlossen, über das in Abhängigkeit von Last und Drehzahl der Brennkraftmaschine die Druckkammer entlastbar ist, so daß die vom Nocken erzeugte Hubbewegung nicht auf das Gaswechselventil übertragen wird. Eine derartige Ventilhubvariation nach dem lost-motion-Prinzip ist jedoch sehr aufwendig, da sie zumindest je Zylinder der Brennkraftmaschine ein den Druck in der Druckkammer steuerndes Ventil benötigt. Darüber hinaus baut ein derartiger Ventiltrieb sehr hoch, um den gesamten vom Nocken erzeugten Hub bzw. einen Teil des Hubes, zwischen Nocken und Ventilsitz aufnehmen zu können.

Demgegenüber ist es die Aufgabe der Erfindung, einen Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine so zu verbessern, daß eine weitgehende Beeinflussung der Steuerzeiten des Ventiltriebes mit konstruktiv einfachen Mitteln und möglichst geringem Platzbedarf möglich ist. Dabei soll neben dem Bauteil- und Bauraumaufwand vor allem der steuerungstechnische Aufbau des Ventiltriebes möglichst effektiv und einfach aufgebaut sein. Ein derartiger Ventiltrieb soll

insbesondere in der Lage sein, den Verbrennungsablauf der Brennkraftmaschine so zu beeinflussen, daß insbesondere im Teillastbereich der Brennkraftmaschine deutliche Verbrauchsverbesserungen zu erzielen sind, ohne daß daraus im Leerlaufbereich und insbesondere im Vollastbereich Einbrüche der Leistungs- oder Drehmomentkurve resultieren.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen der Patentansprüche 1 und 2 gelöst. Dadurch daß zur Hubübertragung zwischen Nocken und Gaswechselventil ein Hubübertragungselement mit zwei koppelbaren Hubelementen genutzt wird, die mit unterschiedlichen Hubkurven eines Nockens zusammenwirken und die mit einem verschiebbaren Koppellement lösbar miteinander verbindbar sind, ist auf einfache Weise eine Variation des Hubes möglich. Dabei kann eine derartige Hubvariation bei einer sehr geringen Bauhöhe ermöglicht werden. Darüber hinaus können derartige Hubübertragungselemente bei hydraulischer Betätigung in einem Hydraulikkreis zusammengefaßt werden, der mit deutlich geringerem Aufwand betrieben werden kann. So kann insbesondere bei Mehrzylindermotoren auf eine Vielzahl von Schaltventilen verzichtet werden, da die Hubübertragungselemente mehrerer Zylinder über ein gemeinsames Steuerventil beaufschlagbar sind. Besonders günstige Verbrauchs- und Emissionswerte für eine Brennkraftmaschine mit einem derartigen Ventiltrieb ergeben sich, wenn im Teillastbereich innerhalb eines mittleren Drehzahlbereiches die Einlaßventile in einer frühen Ventilöffnungsphase betrieben werden und gleichzeitig die Ventilhübe und Öffnungsduer der Einlaßventile in einem unteren Lastbereich klein sind und bei Überschreiten einer vorgegebenen Lastgrenze zu großen Ventilhüben umgeschaltet werden.

Ein derartiger Ventiltrieb ist besonders platzsparend, wenn das Hubübertragungselement nach Art eines Tassenstößels mit zwei konzentrischen Hubelementen aufgebaut ist. Ein solcher Ventiltrieb kann mit relativ geringem Mehraufwand einen herkömmlichen Ventiltrieb mit Tassenstößeln ersetzen. Wird zur Verstellung der Ventilöffnungsphase eine Verstelllinse gewählt, die zwischen den Einlaßnockenwelle und einer sie antreibenden Auslaßnockenwelle angeordnet ist, wobei die Auslaßnockenwelle von der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine angetrieben wird, ist damit ein Antrieb möglich, der gegenüber Phasenverstellern nach dem Prinzip des Axialverstellers mit geringerer Baulänge auskommt. Darüber hinaus hat ein derartiger Phasenstellmechanismus Vorteile bei Motoren mit zwei Zylinderreihen, bei denen im Nockenwellentreiber aufgrund der geringeren Zylinderzahl und der damit verbundenen Nockenlage und Zündfolge erhebliche Drehmomentschwankungen bzw. Drehmomentbelastungen auftreten.

Durch die Verwendung eines derartigen Ventiltriebes für mindestens zwei Einlaßventile pro Zylinder können die Hubübertragungselemente durch ein gemeinsames Steuerventil beaufschlagt werden, so daß ohne Mehraufwand an Steuerventilen eine Verbesserung des Verbrennungsablaufes möglich ist. Dabei sind gezielte Maßnahmen zur Erzeugung eines Dralls oder Swirls möglich, indem beispielsweise die beiden Einlaßventile in einem oder beiden Hubübertragungsmodi mit unterschiedlichen Hubkurven betrieben werden.

Insbesondere wenn die zwei Einlaßventile eines Zylinders im Teillastbereich mit geringen Ventilhüben betrieben werden und diese Ventilhübe unterschiedlich sind, ergibt sich eine gezielte drallförmige Verwirbelung, durch die der Verbrennungsablauf beeinflußt und verbessert werden kann.

Mit einem derartigen Ventiltrieb läßt sich mit relativ geringem mechanischen Aufwand bei gleichzeitig einfachen steuerungstechnischen Aufwand und ebenfalls geringem

Aufwand an Steuerungsbauteilen (Hydraulikdruckversorgung, Steuerventile, usw.) eine wesentliche Verbrauchs- und Emissionsverbesserung im Teillastbereich erzielen, ohne daß gegenüber Brennkraftmaschinen ohne diese Einrichtung Leistungs- bzw. Drehmomenteinbußen im Vollastbereich auftreten. Durch entsprechende Abstimmung im Leerlauf sind auch hier deutliche Verbrauchs- und Emissionsverringerungen möglich.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und der Beschreibung. Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der nachfolgenden Beschreibung und Zeichnung näher erläutert. Letztere zeigt in

Fig. 1 eine schematische Darstellung des Ventiltriebes eines Zylinders einer Brennkraftmaschine,

Fig. 2 einen Schnitt durch ein als Tassenstöbel ausgebildetes Hubübertragungselement,

Fig. 3 einen Schnitt durch eine Spann- und Verstellvorrichtung zur Variation der Ventilöffnungsphase und

Fig. 4 ein Schaltkennfeld des Ventiltriebes, in dem die unterschiedlichen Betriebsmodi des Ventiltriebes in Abhängigkeit von Drehzahl und Last der Brennkraftmaschine aufgetragen sind.

Der in Fig. 1 dargestellte Ventiltrieb eines Zylinders einer nicht näher dargestellten Brennkraftmaschine weist zwei Gaswechselventile 1 auf, die jeweils über ein als Stöbel 2 ausgebildetes Hubübertragungselement von den Nocken 3 einer Nockenwelle 4 betätigt werden. Jeder Stöbel 2 ist in eine Bohrung 5 eines Zylinderkopfes 6 eingesetzt und stützt sich über eine Druckfeder 7 ab. Die Ventile 2 (Gaswechselventile) umfassen einen mit einem Ventilsitz 8 des Zylinderkopfes 6 zusammenwirkenden Ventilfänger 9 sowie einen Ventilschaft 10, der mit einem Ventilfedorsteller 11 versehen ist. Zwischen Ventilfedorsteller 11 und Zylinderkopf 6 ist eine Ventilfeder 12 angeordnet, die das Ventil 2 in der geschlossenen Stellung hält. Die Druckfeder 7 stützt sich auf der gegenüberliegenden Seite ebenfalls am Ventilfedorsteller 11 ab.

Das in Fig. 2 näher dargestellte Hubübertragungselement (Stöbel 2) weist zwei konzentrische Tassenelemente 13, 14 (Hubelemente) auf, die jeweils mit unterschiedlichen Nockenbereichen (Teilnocken) 15 bis 17 des jeweiligen Nockens 3 zusammenwirken. Die beiden äußeren Nockenbereiche 15 und 17 eines Nockens 3 sind gleich ausgebildet, d. h. sie haben die gleiche Hubhöhe und Phasenlage. Diese Nockenbereiche 15 und 17 wirken mit dem äußeren (13) der beiden Tassenelemente (13, 14) zusammen. Der mittlere Nockenbereich 16 hat gegenüber den beiden äußeren Nockenbereichen 15 und 17 eine geringere Hubhöhe und wirkt mit dem inneren Tassenelement 14 zusammen. Dieses ist über ein an sich bekanntes hydraulisches Ventilspielausgleichselement (HVA) 18 mit dem Ventilschaft 10 eines Gaswechselventils 1 zusammen. Die beiden Tassenelemente 13 und 14 sind jeweils etwa becherförmig ausgebildet und weisen im Bereich ihrer Böden 19, 20 jeweils eine Bohrung 21, 22 auf, die in der in Fig. 2 dargestellten und nachfolgend näher beschriebenen Arbeitsstellung miteinander fließen. Die Bohrung 21 im äußeren Tassenelement 13 ist an ihren Außenseiten durch Einsätze 23 bzw. 24 verschlossen. Der Einsatz 23 begrenzt einen hydraulisch beaufschlagbaren Druckraum 25, der an der anderen Seite von einem verschiebblichen Kolben 26 verschlossen ist. Dieser Kolben 26 liegt an einem in der Bohrung 22 befindlichen Koppelement 27 an, dessen gegenüberliegenden Stirnseite an einem zweiten Kolben 28 anliegt, der durch eine Druckfeder 29, die sich am Einsatz 24 abstützt beaufschlagt ist. Durch hydraulisches Beaufschlagen des Druckraumes 25 über ein nicht dargestelltes Steuerventil aus dem ebenfalls nicht näher dar-

gestellten Ölkreislauf der Brennkraftmaschine wird in der in Fig. 2 dargestellten Arbeitsstellung des Stöbels der Kolben 26 in Richtung zum inneren Tassenelement 14 verschoben. Dieser Bewegung ist die Wirkung der Druckfeder 29 entgegengesetzt, die über den zweiten Kolben 28 und das Koppelement 27 auf den ersten Kolben 26 wirkt. Bei entsprechender Beaufschlagung des Druckraumes 25 wird der Kolben 26 so verschoben, daß er sich über einen Teil seiner Länge innerhalb der Bohrung 21 und zum Teil innerhalb der Bohrung 22 im inneren Tassenelement befindet. Dadurch wird das Koppelement 27 so verstellt, daß es sich zum Teil innerhalb der Bohrung 22 im inneren Tassenelement 14 und zum Teil innerhalb des äußeren Tassenelementes 13 befindet. In dieser Schaltstellung des Koppelementes sind die beiden Tassenelemente 13, 14 miteinander gekoppelt, d. h. beide Tassenelemente führen den gleichen Hub aus, so daß der größere Hub der beiden äußeren Nockenbereiche 15 und 17 auf den Schaft 10 des Gaswechselventil 1 übertragen wird. Wird über entsprechende Ansteuerung des Steuerventils der Druck im Druckraum 25 soweit vermindert, daß der Kolben 26, das Koppelement 27 und der zweite Kolben 28 durch die Wirkung der Druckfeder 29 in ihrer in Fig. 2 dargestellten Arbeitsstellung zurückbewegt werden, sind die beiden Tassenelemente 13 und 14 frei gegeneinander beweglich. In dieser Schaltstellung wird nur die durch den mittleren Teilnocken 16 verursachte Hubbewegung über das innere Tassenelement 13 auf den Ventilschaft 10 des Gaswechselventils 1 übertragen. Das äußere Tassenelement 13 folgt dem Hubverlauf der beiden äußeren Teilnocken 15 und 17. Diese Bewegung des äußeren Tassenelementes erfolgt jedoch ohne Einfluß auf das frei dazu bewegliche innere Tassenelement 14. Ein derartiges Stöbelsystem ist an sich bekannt und beispielsweise in der Patentanmeldung DE 195 46 437 beschrieben.

Um einen korrekten Schaltverlauf sicherzustellen, wirkt das Koppelement 27 mit einem Verriegelungselement 30 zusammen, das in diesem Ausführungsbeispiel im Boden 20 des inneren Tassenelementes 14 geführt ist. Dieses Verriegelungselement greift in eine von zwei nebeneinander angeordnete Verriegelungsnuten 31, 32 am Koppelement ein und gibt dessen Bewegung erst frei, wenn es so weit angehoben werden kann, daß es in eine Nut 33 im unmittelbaren Nockenbereich eintauchen kann. Damit ist gewährleistet, daß ein Verschieben des Koppelementes unabhängig von der Druckbeaufschlagung des Druckraumes 25 nur möglich ist, wenn sich der Nocken 3 in einer definierten Drehlage befindet. Durch diese mechanische Triggerung wird sichergestellt, daß eine Verschiebung des Koppelementes nur erfolgen kann, wenn sich der Nocken/die Teilnocken im Zusammenwirken mit dem Stöbel in der Grundkreisphase befinden und sofern ein ausreichend großer Nockenwellendrehwinkelbereich für die Verschiebung zur Verfügung steht. Damit kann erreicht werden, daß Echlschaltungen vermieden werden und mehrere bzw. alle schaltbaren Gaswechselventile über ein gemeinsames Steuerventil ansteuerbar sind, da die Verstellung erst in Abhängigkeit von der Drehlage der Nockenwelle bzw. des jeweiligen Nockens erfolgt.

Die in Fig. 3 dargestellte Kurbelwelle 34 der Brennkraftmaschine ist mit einem Zahnriemen oder einer Kette 35 mit einer die Auslaßventile betätigenden Auslaßnockenwelle 36 verbunden. Diese Auslaßnockenwelle 36 ist über einen als Kette 37 ausgebildeten Endlostrieb mit der die Einlaßventile steuernden Nockenwelle 4 verbunden. Zwischen dem Lasttrum 38 und dem Lostrum 39 der Kette 37 ist eine hydraulische Spannvorrichtung 40 angeordnet, die jeweils an den Innenseiten der Kette 37 angreift. Diese Spannvorrichtung besteht aus einem hohlen äußeren Hydraulikkolben 41 und einem in diesem längsgeführten inneren, ebenfalls hohlen Hy-

draulikkolben 42. Im Hohlraum zwischen den beiden Hydraulikkolben ist eine Druckfeder 43 verspannt. Der äußere Hydraulikkolben 41 ist durch entsprechende Druckbeaufschlagung über ein zweites, ebenfalls nicht näher dargestelltes Steuerventil zwischen zwei Endstellungen verschiebbar. In Abhängigkeit von der Schaltstellung des nicht dargestellten Schaltventils wird dazu entweder die Stirnfläche 44 des äußeren Kolbens 41 oder dessen Ringfläche 45 mit Druck beaufschlagt. Durch dieses Verschieben des äußeren Hydraulikkolbens 41 zwischen Lostrum und Laststrum der Kette 37 wird die Nockenwelle 4 gegenüber der Auslaßnockenwelle 36 verdreht. Wird der Hydraulikkolben 41 bei der in Fig. 3 dargestellten Anordnung in seine untere Endlage ver stellt, ergibt sich damit eine frühe Ventilöffnungsphase, bei Verschieben des Hydraulikkolbens in seine obere Endlage ergibt sich eine spätere Ventilöffnungsphase. Der Aufbau und die Funktionsweise eines derartigen Phasenstellers ist an sich bekannt und wird beispielsweise in der DE 40 06 910 C1 beschrieben.

Durch Kombination einer derartigen Phasenverstelleinrichtung (hydraulische Spannvorrichtung 40) gemäß Fig. 3 mit einem schaltbaren Stößelelement gemäß Fig. 2 können vier verschiedene Betriebszustände des Ventiltriebes geschaltet werden:

Betriebszustand A: frühe Ventilöffnungsphase und kleiner Ventilhub,
Betriebszustand B: frühe Ventilöffnungsphase und großer Ventilhub,
Betriebszustand C: späte Ventilöffnungsphase und kleiner Ventilhub,
Betriebszustand D: späte Ventilöffnungsphase und großer Ventilhub.

Ein besonders verbrauchsgünstiger und dennoch leistungsfähiger Betrieb einer Brennkraftmaschine ergibt sich, wenn die Brennkraftmaschine in Abhängigkeit von Drehzahl und Last in einem der vier Betriebspunkte A bis D an hand des in Fig. 4 dargestellten Kennfeldes betrieben wird. Dabei ist die Drehlage der Auslaßnockenwelle 36 fest gegenüber der sie antriebenden Kurbelwelle 34 und die Einlaßnockenwelle 4 ist relativ dazu in ihrer Drehlage phasenverschieblich. Die von der Einlaßnockenwelle 4 betätigten Einlaßventile 1 werden dabei über die schaltbaren Stöbel 2 von den unterteilten Nocken 3 mit jeweils zwei unterschiedlichen Hubkurven betätigt.

Dieses Kennfeld zeigt die unterschiedlichen Betriebszustände der Brennkraftmaschine bzw. des Ventiltriebes in Abhängigkeit von Drehzahl und Last. Es hat sich gezeigt, daß das größte Potential zur Verbrauchsabsenkung beim Betrieb einer derartigen Brennkraftmaschine in der Optimierung des Teillastverbrauches durch optimierte Verbrennung, Verringerung der Ladungswechselverluste und Absenkung der mechanischen Verlustleistung liegt. Durch entsprechende Auslegung des Ventilhubes der Einlaßventile und durch entsprechende Kanalgeometrie der Einlaßkanäle ist eine gezielte Ladungsbewegung einstellbar. Dabei hat sich jedoch gezeigt, daß bei externer Darlerzeugung durch Asymmetrie der reduzierten Einlaßventilerhebungen (geringer Ventilhub) bzw. Tumbleerzeugung durch entsprechende Kanalgestaltung jeweils für sich oder auch in Kombination durchaus auch verbrauchsverschlechternde Effekte auftreten können. Deutliche Verbrauchsvorteile im Teillastbereich werden bei verringertem Ventilhub durch die Reduzierung der Ventilöffnungskräfte und damit verringertem Reibmitteldruck erreicht. Die Reduzierung des Ventilhubes führt zu einer Reduzierung des Antriebsmomentes des Ventiltriebes. Da bei niedrigen Drehzahlen der Brennkraftmaschine die mechanischen Verluste bis zu 50% durch Antriebsverluste des Ventiltriebes verursacht werden, ist damit insbesondere im Teil-

lastbereich eine deutliche Verbrauchsreduzierung zu erzielen. Diese Vorteile werden jedoch durch Erzeugung einer Ladungsbewegung bei reduzierter und/oder unterschiedlichen Ventilerhebungen zumindest teilweise kompensiert.

5 Eine zu große Ventilhubreduktion kann trotz erheblicher Verringerung der Ventilöffnungskräfte aufgrund deutlicher Ladungswechselverluste zu einer Verschlechterung des effektiven Kraftstoffverbrauches führen.

10 Im Teillastbereich hat sich gezeigt, daß besonders günstige Verbräuche zu erzielen sind, wenn bei Vier-Ventil-Motoren mit zwei Einlaßventilen je Zylinder die beiden Einlaßventile im Teillastbereich symmetrisch mit einer Ventilhubreduktion auf etwa 30% des Vollastventilhubes betrieben werden. Durch gleichzeitige Frühverstellung der Einlaßnockenwelle ist eine weitere Verbrauchsverbesserung zu erzielen. Gleichzeitig werden dabei aufgrund relativ großer Überschneidungsbereiche der Ein- und Auslaßventilöffnungsphasen und der damit verbundenen Internen Abgasrückführung deutliche Verbesserung bei den NO_x-Emissionen erzielt. Die verbesserte Gemischaufbereitung durch Aufheizung infolge des gesteigerten Restgasanteils reduziert darüber hinaus die HC-Rohemissionen. Die interne Abgasrückführung führt ebenfalls zu einer Reduktion der Ladungswechselverluste und trägt zu einer Verbesserung des effektiven Verbrauchs bei.

15 Bei niedrigen Drehzahlen ($n < n_1$) bis nahezu Vollast (pm, max) wird die Brennkraftmaschine mit später Ventilöffnungsphase und kleinen Ventilhüben betrieben (Betriebszustand C). Der in der Praxis am häufigsten genutzte mittlere Kennfeldbereich mit vergleichsweise geringer Last (geringe Mitteldrücke $pm, pm < pm_1$) wird unterhalb einer Grenzdrehzahl n_2 mit früher Ventilöffnungsphase und kleinen Ventilhüben abgedeckt (Betriebszustand A). Sehr hohe Lasten ($pm > pm_1$) bzw. hohe Drehzahlen ab einer oberen Drehzahlgrenze ($n > n_2$) werden mit großem Ventilhub und früher Ventilöffnungsphase betrieben (Betriebsphase B). Oberhalb einer festgelegten oberen Grenzdrehzahl ($n > n_3$) wird die Brennkraftmaschine unabhängig vom Lastzustand im Betriebszustand D (späte Ventilöffnungsphase und großer Ventilhub) betrieben.

Patentansprüche

1. Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine mit mindestens einem Gaswechselventil (1) je Zylinder, mit einer die Gaswechselventile betätigenden Einlaßnockenwelle (4), die zur Verschiebung der Ventilöffnungsphase gegenüber der sie antriebenden Welle relativ verdrehbar ist, wodurch in den Endstellungen des Verdrehvorganges eine frühe und eine späte Ventilöffnungsphase eingestellt wird, mit Hubübertragungselementen (2) zwischen den Nocken (3) der Einlaßnockenwelle und den Gaswechselventilen, mit Mitteln (13, 14, 27) zur Veränderung des Ventilhubes des Gaswechselventils, wobei mindestens ein Gaswechselventil je Zylinder mit einem Nocken (3) mit mindestens zwei Hubkurven (15, 16, 17) zusammenwirkt, das Hubübertragungselement dieses Gaswechselventils zwei Hubelemente (13, 14) aufweist, die jeweils mit unterschiedlichen Hubkurven des Nockens zusammenwirken, und die Hubelemente durch ein verschiebbares Koppelement (27) lösbar miteinander verbindbar sind, dadurch gekennzeichnet, daß in Abhängigkeit von Last pm und Drehzahl d der

Brennkraftmaschine im mittleren Drehzahlbereich eine frühe Ventilöffnungsphase eingestellt wird, daß in diesem Drehzahlbereich bei geringer bis mittlerer Last die Einlaßventile mit den Hubkurven für kleine Ventilhübe zusammenwirken, und daß in diesem Drehzahlbereich bei Überschreiten einer vorgegebenen Last eine Umschaltung zu den Hubkurven für große Ventilhübe erfolgt.

2. Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine mit mindestens einem Gaswechselventil (1) je Zylinder, mit einer 10 die Gaswechselventile betätigenden Nockenwelle (4), die zur Verschiebung der Ventilöffnungsphase gegenüber der sie antreibenden Welle relativ verdrehbar ist, mit Hubübertragungselementen (2) zwischen den Nocken (3) der Nockenwelle und den Gaswechselventilen, 15 und mit Mitteln (13, 14, 27) zur Veränderung des Ventilhubes des Gaswechselventils, wobei mindestens ein Gaswechselventil je Zylinder mit einem Nocken (3) mit mindestens zwei Hubkurven (15, 16, 17) zusammenwirkt, 20 das Hubübertragungselement dieses Gaswechselventils zwei Hubelemente (13, 14) aufweist, die jeweils mit unterschiedlichen Hubkurven des Nockens zusammenwirken, und die Hubelemente durch ein verschiebbares Koppellement (27) lösbar miteinander verbindbar sind, dadurch gekennzeichnet,

daß das Hubübertragungselement (2) nach Art eines Tassenstößels mit zwei konzentrischen Hubelementen (13, 14) aufgebaut ist, und 30 daß die Einlaßnockenwelle (4) über einen Kettentrieb (37) mit einer zweiten Nockenwelle (36) zur Betätigung der Auslaßventile verbunden ist, die wiederum von der Kurbelwelle (34) der Brennkraftmaschine angetrieben wird, und daß in diesem Kettentrieb eine 35 Spann- und Verstelleinrichtung (40) angeordnet ist.

3. Ventiltrieb nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß je Zylinder mindestens zwei Einlaßventile (1) vorgesehen sind, und daß jedes Einlaßventil mit einem Nocken (3) mit mindestens zwei unterschiedlichen Hubkurven (15, 16, 17) zusammenwirkt. 40

4. Ventiltrieb nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Nocken (3) eine erste Hubkurve (15, 17) für großen Ventilhub und eine zweite Hubkurve (16) für geringen Ventilhub aufweisen, und daß die Hubkurven für geringen Ventilhub der mindestens zwei einem Zylinder zugeordneten Nocken unterschiedlich sind. 45

5. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1, 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Hubübertragungselement (2) nach Art eines Tassenstößels mit zwei konzentrischen Hubelementen (13, 14) aufgebaut ist. 50

6. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1, 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlaßnockenwelle (4) über einen Kettentrieb (37) mit einer zweiten Nockenwelle (36) zur Betätigung der Auslaßventile verbunden ist, die wiederum von der Kurbelwelle (34) der Brennkraftmaschine angetrieben wird, und daß in diesem Kettentrieb eine Spann- und Verstelleinrichtung (40) angeordnet ist. 55

7. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 2 bis 6, bei dem in Abhängigkeit von Last p_m und Drehzahl d der Brennkraftmaschine die Ventilöffnungsphasen durch Verdrehen der Einlaßnockenwelle gegenüber der sie antreibenden Welle verschiebbar sind und in den Endstellungen des Verdrehvorganges eine frühe und eine 60 späte Ventilöffnungsphase eingestellt sind, dadurch gekennzeichnet, daß im mittleren Drehzahlbereich eine frühe Ventilöffnungsphase eingestellt wird, daß in die-

sem Drehzahlbereich bei geringer bis mittlerer Last die Einlaßventile mit den Hubkurven für kleine Ventilhübe zusammenwirken, und daß in diesem Drehzahlbereich bei Überschreiten einer vorgegebenen Last eine Umschaltung zu den Hubkurven für große Ventilhübe erfolgt.

8. Ventiltrieb nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei Überschreiten einer vorgegebenen oberen Drehzahl unabhängig vom Lastzustand die Einlaßventile mit großem Ventilhub bei später Ventilöffnungsphase betrieben werden.

9. Ventiltrieb nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß unterhalb einer vorgegebenen unteren Drehzahl die Einlaßventile innerhalb eines Lastbereiches der Brennkraftmaschine, der bis nahe an die Maximalbelastung reicht, mit geringen Ventilhüben bei später Ventilöffnungsphase betrieben werden.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

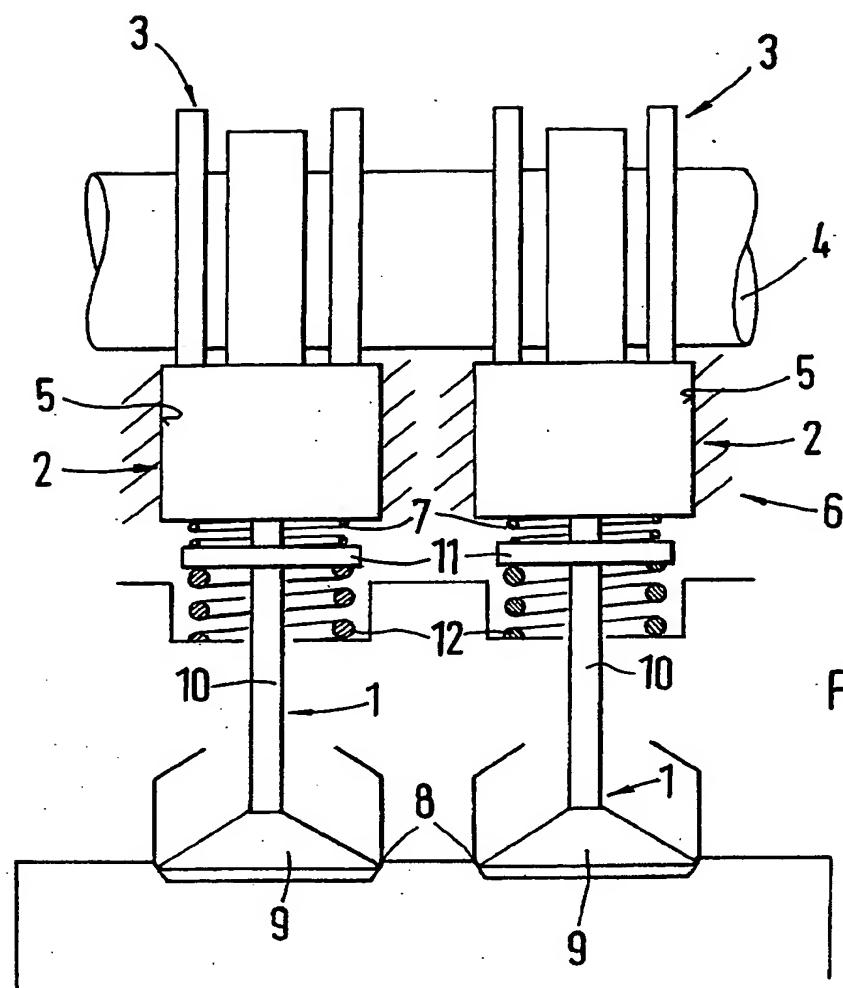
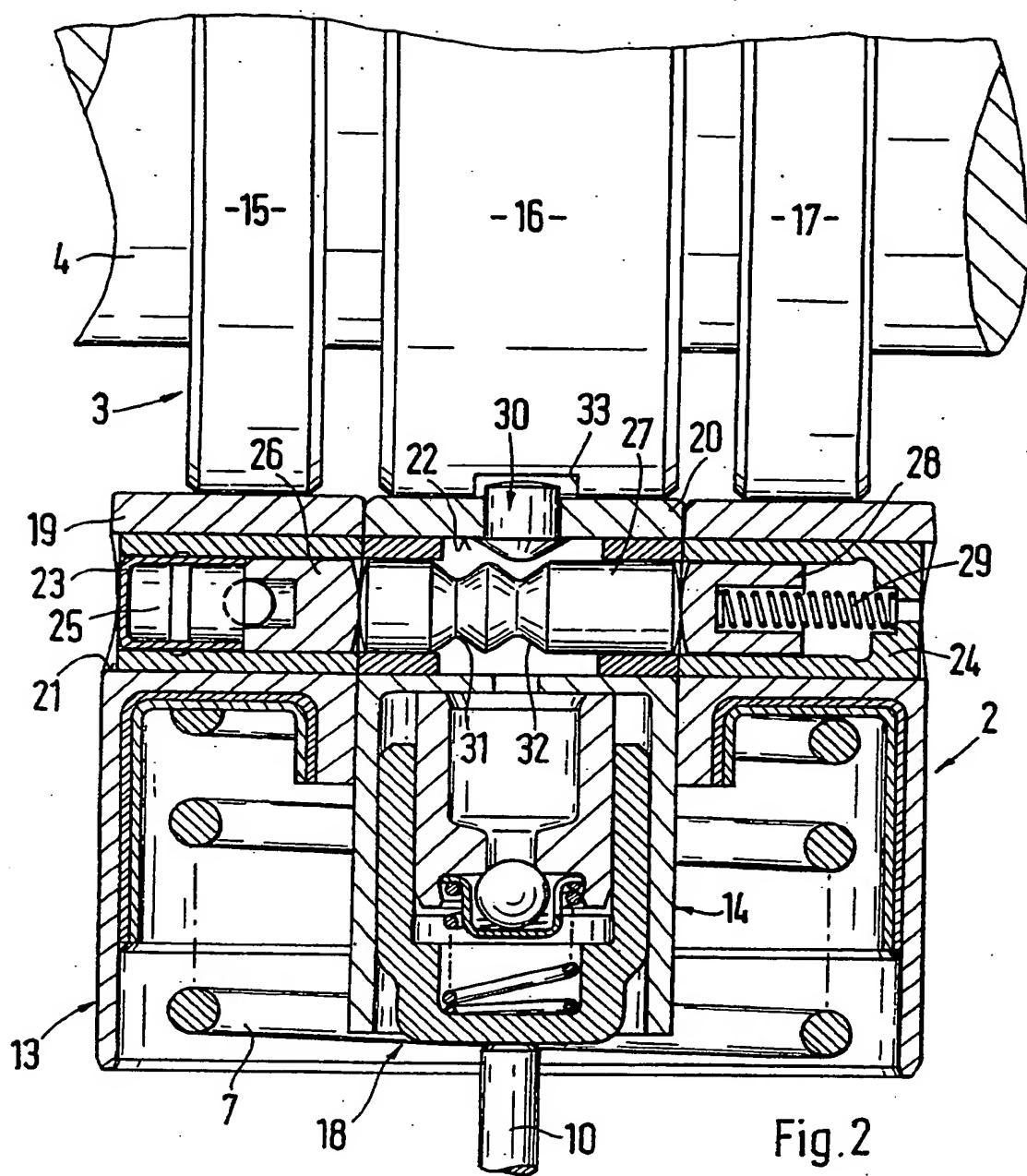


Fig.1



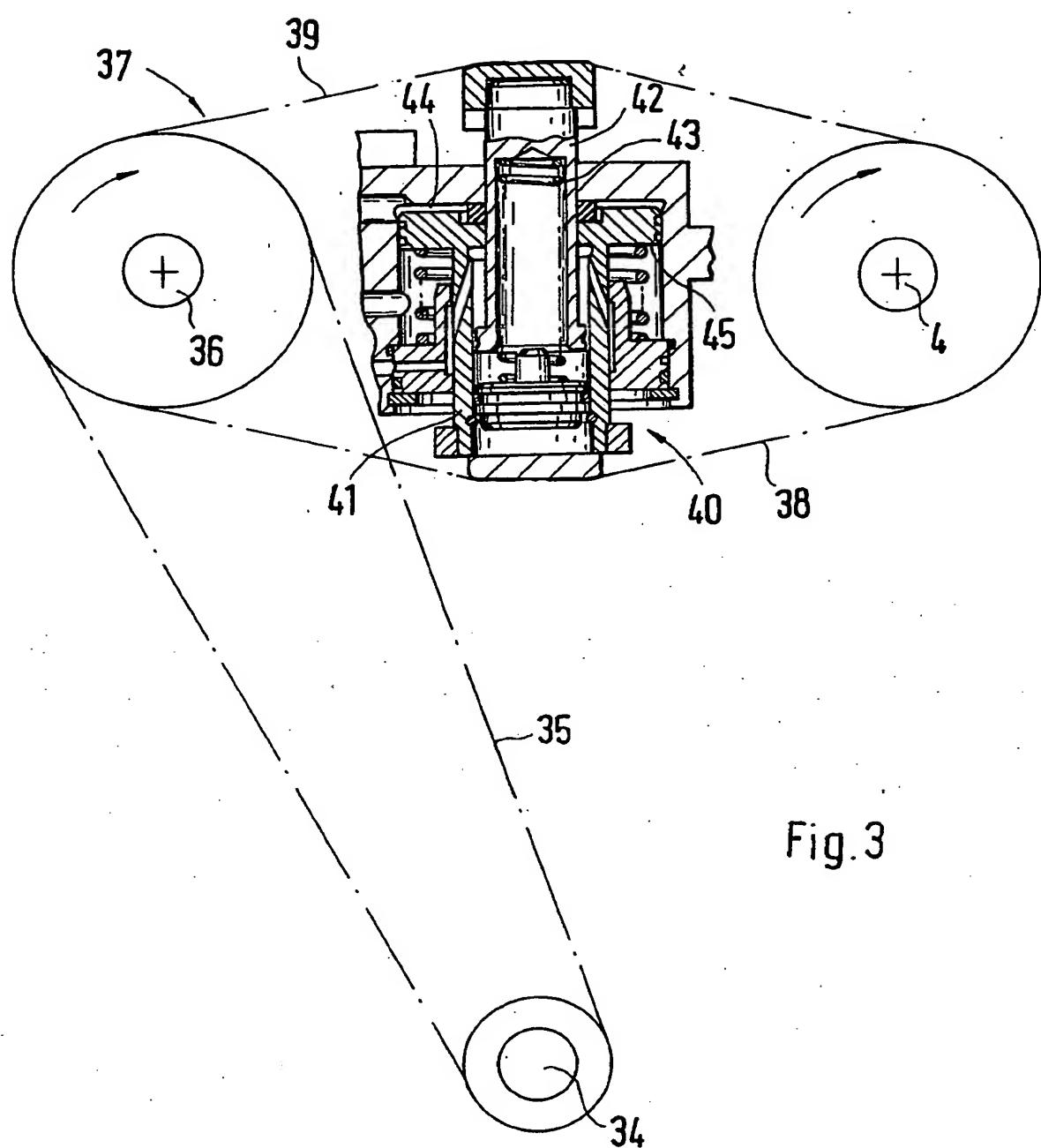


Fig. 3

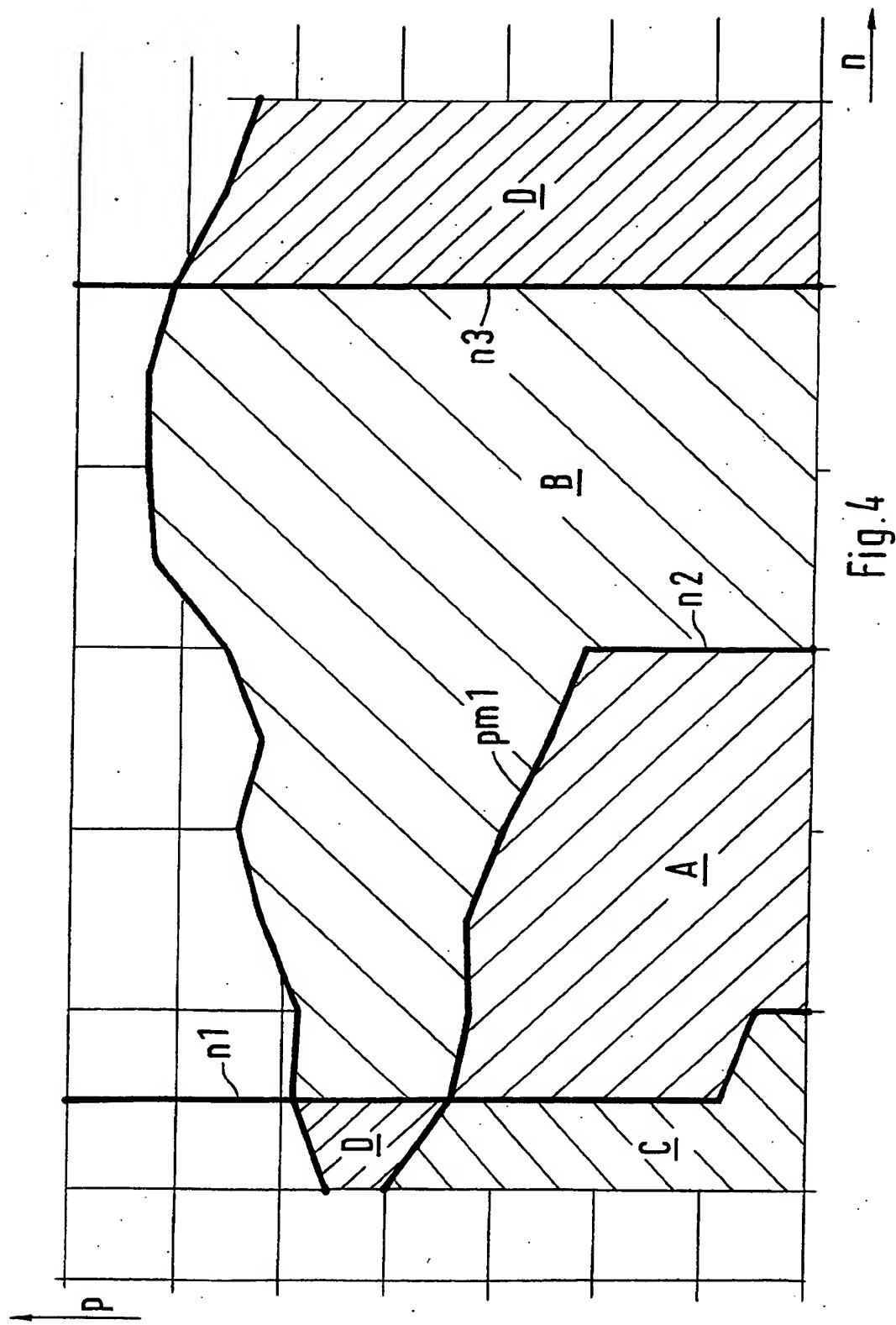


Fig. 4